

Hydrodynamic power transfer with torsional oscillation damper

Publication number: DE19751752 (A1)

Publication date: 1999-05-27

Inventor(s): ROHS ULRICH DR ING [DE]; HEIDINGSFELD DIETMAR DIPL
ING [DE]; ROHS HANS [DE] +

Applicant(s): ROHS VOIGT PATENTVERWERTUNGSGE [DE] +

Classification:

- international: **F16H45/02; F16H45/00; (IPC1-7): F16H45/02**


- European: F16H45/02

Application number: DE19971051752 19971121


Priority number(s): DE19971051752 19971121


Also published as:

 US6062359 (A)

 JP11218209 (A)

Cited documents:

 DE3029860 (A1)

 USRE31621E (E)

 US5590750 (A)

Abstract of DE 19751752 (A1)

The torsional oscillation damper (6) has a device varying the damping according to the liquid pressure prevailing in the vicinity of the equipment (8,10) which has at least one piston (10) movable against a surface as a result of the liquid pressure. Friction linings are positioned between the piston and surface. The hydraulic system is bridged with interposition of a torsional oscillation damper.

Data supplied from the **espacenet** database — Worldwide

19 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT

12 **Offenlegungsschrift**
10 **DE 197 51 752 A 1**

51 Int. Cl.⁶:
F 16 H 45/02

21 Aktenzeichen: 197 51 752.8
22 Anmeldetag: 21. 11. 97
43 Offenlegungstag: 27. 5. 99

DE 197 51 752 A 1

71 Anmelder:
Rohs-Voigt Patentverwertungsgesellschaft mbH,
52351 Düren, DE

74 Vertreter:
Castell, K., Dipl.-Ing.Univ. Dr.-Ing., Pat.-Anw., 52355
Düren

72 Erfinder:
Rohs, Ulrich, Dr.-Ing., 52351 Düren, DE;
Heidingsfeld, Dietmar, Dipl.-Ing., 52078 Aachen, DE;
Rohs, Hans, 52351 Düren, DE

56 Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht
zu ziehende Druckschriften:
DE 30 29 860 A1
US-RE 31 621
US 55 90 750
JP 1-46063 A., In: Patents Abstracts of Japan,
M-832, May 30, 1989, Vol. 13, No. 234;

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

- 54 Hydrodynamischer Leistungsüberträger
57 Der hydrodynamische Leistungsüberträger hat eine steuerbare, schlupffreie Überbrückung des hydrodynamischen Systems unter Zwischenschaltung eines Drehschwingungsdämpfers. Der Drehschwingungsdämpfer weist eine Einrichtung auf, die die Dämpfung entsprechend eines im Bereich der Einrichtung wirkenden Flüssigkeitsdruckes variiert. Diese Einrichtung hat vorzugsweise einen Kolben, der durch den Flüssigkeitsdruck gegen eine Fläche bewegbar ist und somit eine Dämpfung bewirkt.

DE 197 51 752 A 1

Beschreibung

Die Erfindung betrifft einen hydrodynamischen Leistungsüberträger mit einer steuerbaren, schlupffreien Überbrückung des hydraulischen Systems unter Zwischenschaltung eines Drehschwingungsdämpfers.

Derartige hydrodynamische Leistungsüberträger sind bspw. als Trilok-Wandler für Automatikgetriebe bekannt. Diese Trilok-Wandler besitzen als steuerbare, schlupffreie Überbrückung eine Lokup-Kupplung, die die Eingangsseite des Wandlers bei Überbrückung des hydrodynamischen Systems mit dem Turbinenrad oder der Einswelle des mechanischen Teils des Automatikgetriebes verbindet.

Die schlupffreie Überbrückung des hydrodynamischen Systems führt zu einer mechanischen Durchkupplung, die eine Übertragung der motorischen Drehschwingungen auf den Getriebeeingang zur Folge hat. Dies führt zu unerwünschten Geräuschen bzw. Lastwechselverhalten. Aus diesem Grunde wird bei gattungsgemäßen hydrodynamischen Leistungsüberträgern ein Drehschwingungsdämpfer eingebaut, der diese Schwingungen eliminieren soll.

Die Praxis zeigt, daß die heutigen Drehschwingungsdämpfer ihre Aufgabe jedoch meist nur sehr unvollkommen erfüllen, so daß in vielen Betriebsbereichen die Lokup-Kupplung geöffnet werden muß, um ein akzeptables Fahrverhalten zu erreichen. Hierdurch entsteht jedoch ein deutlich erhöhter Kraftstoffverbrauch.

Der vorliegenden Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, einen gattungsgemäßen hydrodynamischen Leistungsüberträger so weiterzuentwickeln, daß sich zu jedem Betriebspunkt die optimale Dämpfung einstellt.

Diese Aufgabe wird dadurch gelöst, daß der Drehschwingungsdämpfer eine Einrichtung aufweist, die die Dämpfung entsprechend eines im Bereich der Einrichtung wirkenden Flüssigkeitsdruckes variiert.

Der Erfindung liegt die Erkenntnis zugrunde, daß der in hydrodynamischen Leistungsüberträgern wirkende Flüssigkeitsdruck dazu verwendet werden kann, die Dämpfung zu steuern. Dadurch wird eine drehmomentabhängige Dämpfung erzielt.

Vorteilhaft ist es, wenn die Einrichtung mindestens einen durch den Flüssigkeitsdruck gegen eine Fläche bewegbaren Kolben aufweist. Während der Kolben seine Lage durch den Flüssigkeitsdruck verändert, bietet die Fläche dem Kolben einen Widerstand, so daß zwischen der Fläche und dem Kolben ein Schlupf entsteht, der zu Reibung und somit einer Dämpfung führt.

Um diese Reibung und damit die Dämpfung zu erhöhen, wird vorgeschlagen, daß zwischen Kolben und Fläche Reibbeläge angeordnet sind. Diese Reibbeläge erlauben es, die Dämpfung optimal an das System anzupassen.

Ein bevorzugtes Ausführungsbeispiel sieht vor, daß der Kolben als Ringkolben ausgebildet ist. Dies erlaubt eine sehr vorteilhafte Anordnung des Kolbens in bekannten hydrodynamischen Leistungsüberträgern.

Ein vorteilhafter Aufbau ergibt sich dadurch, daß der Kolben drehsteif und axial verschiebbar mit einer Turbine des hydrodynamischen Leistungsüberträgers verbunden ist. Dies erlaubt eine Drehung des Kolbens mit dem Antrieb und gleichzeitig eine Dämpfung mittels des Kolbens.

Vorteilhaft ist es, wenn die Einrichtung Haltemittel aufweist, die den Abstand zwischen Fläche und Kolben begrenzen. Diese Haltemittel können starr oder einstellbar ausgeführt sein.

Weiterhin vorteilhaft ist es, wenn die Einrichtung und insbesondere der Kolben Bohrungen aufweist, um den auf die Einrichtung wirkenden Flüssigkeitsdruck festzulegen. Diese Bohrungen erlauben es, bei einer durch die Konstruktion

vorgegebenen Kolbenfläche den auf den Kolben wirkenden Flüssigkeitsdruck einzustellen.

Eine besonders bevorzugte Variante sieht vor, daß die Einrichtung Mittel aufweist, um den auf die Einrichtungen wirkenden Flüssigkeitsdruck zu steuern.

Eine drehzahlabhängige Steuerung wird bspw. dadurch erreicht, daß die Mittel Bohrungen und Fliehventile aufweisen. Diese Fliehventile können in Abhängigkeit der Drehzahl des Systems die Bohrungen öffnen oder schließen.

Eine konstruktiv sehr einfache Ausgestaltung derartiger Fliehventile sieht vor, daß die Fliehventile Blattfedern aufweisen, die verformbar sind, um die Bohrungen zu öffnen oder zu schließen. Eine Verbreiterung der Federn am Federende kann hierbei sowohl als Abschlußplatte für die Bohrungen als auch als Gewicht dienen.

Um den auf die eine Richtung drückenden Flüssigkeitsdruck dosiert zu steuern, können die Mittel mehrere Kammern aufweisen, die unterschiedlich mit Druck beaufschlagbar sind. Die beschriebenen Fliehventile sind dabei so einzurichten, daß sie am Umfang verteilt bei unterschiedlichen Umdrehungszahlen öffnen, so daß nach und nach verschiedene Bereiche des Kolbens, die auch als Kammern bezeichnet werden, mit Öldruck beaufschlagt werden oder auch entlastet werden.

Vorteilhaft ist es, wenn der Drehschwingungsdämpfer tangential angeordnete Schraubenfedern aufweist. Diese Schraubenfedern bewirken, wie bei herkömmlichen Drehschwingungsdämpfern eine starke Schwingungsabsorption.

Da insbesondere längere, tangential angeordnete leicht gebogene Schraubenfedern in Folge der Fliehkraft sich bei hohen Drehzahlen so verformen, daß sie am Gehäuse des hydrodynamischen Leistungsüberträgers schleifen, wird vorgeschlagen, daß ein Ringträger die Federn gegen auf die Federn wirkende Fliehkräfte abstützt. Dieser Ringträger greift vorzugsweise in der Mitte der tangential gebogenen Federn an und verhindert eine verstärkte Wölbung der Federn in radialer Richtung.

Erfindungsgemäß ist weiterhin vorgesehen, daß der Ringträger zur Einrichtung zentriert ist. Vorzugsweise ist der Ringträger durch mindestens drei Punkte zentriert. Dies erhöht die Beweglichkeit des Ringträgers relativ zur Einrichtung.

Eine bevorzugte Variante sieht vor, daß die Zentrierung Spiel aufweist. Dieses Spiel sollte so bemessen sein, daß die Reibung zwischen Federn und Gehäuse möglichst klein oder im Rahmen eines vorbestimmten Wertes gehalten wird.

Je nach Anordnung des Ringträgers im hydrodynamischen Leistungsüberträger kann es von Vorteil sein, wenn der Ringträger Öffnungen für einen Flüssigkeitsdurchtritt aufweist. Derartige Öffnungen sorgen dafür, daß der Flüssigkeitsdruck auf die Einrichtung durch den Ringträger nicht zu stark verringert wird.

Eine besondere Ausgestaltung des Ringträgers sieht vor, daß der Ringträger ein Teil eines durch den Flüssigkeitsdruck gegen eine Fläche bewegbaren Kolbens ist. Die einstückige Ausbildung von Ringträger und Kolben führt zu einem einfachen Aufbau und zu einer Reduktion der beim Zusammenbau des hydrodynamischen Leistungsüberträgers notwendigen Teile.

Damit der Flüssigkeitsdruck auf die Einrichtung durch den Ringträger nicht behindert wird, wird vorgeschlagen, daß der Ringträger axial zwischen dem Kolben und der Fläche geführt ist.

Ein Ausführungsbeispiel der Erfindung ist in den Zeichnungen dargestellt und wird im folgenden näher beschrieben.

Es zeigt

Fig. 1 einen Schnitt durch einen Teilbereich des hydrody-

namischen Leistungsüberträgers gemäß der Linie I-I nach Fig. 5,

Fig. 2 einen Schnitt durch einen Teilbereich des hydrodynamischen Leistungsüberträgers gemäß der Linie II-II in Fig. 5,

Fig. 3 ein vergrößertes Detail aus Fig. 1,

Fig. 4 ein vergrößertes Detail aus Fig. 2 und

Fig. 5 eine geschnittene Draufsicht auf den Leistungsüberträger gemäß den vorangegangenen Figuren.

Der in Fig. 1 gezeigte hydrodynamische Leistungsüberträger 1 besteht im wesentlichen aus der Pumpe 2 und der Turbine 3. Die Pumpe 2 bildet auch das Gehäuse des Leistungsüberträgers 1 und ist mit dem Antrieb (nicht gezeigt) verbunden, während die Turbine 3 innerhalb des Gehäuses angeordnet ist und mit dem Abtrieb (nicht gezeigt) verbunden ist.

Zwischen dem schalenartigen Turbinenteil 4 und dem topfförmigen Gehäuseteil 5 ist im radial außenliegenden Teil des Leistungsüberträgers 1 ein Drehschwingungsdämpfer 6 angeordnet, der so ausgebildet ist, daß er das mit dem Antrieb verbundene topfförmige Gehäuseteil 5 mit dem schalenförmigen Turbinenteil 4 und somit mit dem Abtrieb verbinden kann.

Bei einem erhöhten Flüssigkeitsdruck im radial außen liegenden Teil des hydrodynamischen Leistungsträgers 1 auf den Drehschwingungsdämpfer 6 wird der gesamte Drehschwingungsdämpfer in der Zeichnung nach links gegen eine am topfförmigen Teil 5 befestigte Reibfläche 7 gepreßt, so daß das Primärteil 8 des Drehschwingungsdämpfers 6 fest mit dem Gehäuseteil 5 und somit dem Antrieb verbunden ist. Die Reibbeläge 7 sind so ausgebildet, daß an dieser Stelle eine schlupffreie Überbrückung gewährleistet ist.

Das Primärteil 8 des Drehschwingungsdämpfers 6 ist über tangential angeordnete Schraubenfedern 9 mit dem Sekundärteil 10 verbunden. Dieses Sekundärteil 10 steht über ein vorstehendes Element 11 mit der Turbine 3 und somit mit dem Abtrieb in Verbindung.

Insbesondere die Zusammenschau der vergrößerten Fig. 3 und 4 zeigt deutlich, daß das Primärteil 8 mit einer Ringscheibe 12 verbunden ist, in der Fenster 13 vorgesehen sind. In diese Fenster 13 ragen die Schraubenfedern 9, die am Sekundärteil 10 befestigt sind. Dies erlaubt eine begrenzte Drehbewegung des Primärteils 8 relativ zum Sekundärteil 10, um die Achse 14 des hydrodynamischen Leistungsüberträgers 1.

Bei dieser Relativbewegung zwischen dem Primärteil 8 und dem Sekundärteil 10 reiben die Teile an ihren Berührungsflächen 15 und 16 aufeinander, wodurch zusätzlich zu der Federung durch die Schraubenfedern 9 an den Berührungsflächen 15 und 16 eine Reibung und somit einem Dämpfung entsteht. An diesen Berührungsflächen 15 und 16 können auch Reibbeläge angeordnet werden, die im vorliegenden Beispiel nicht eingezeichnet sind.

Das Sekundärteil 10 wirkt bei dem beschriebenen Drehschwingungsdämpfer wie ein Kolben, der je nach dem in diesem Gehäusebereich wirkenden Flüssigkeitsdruck stärker oder weniger stark gegen die Fläche 15, 16 des Primärteils 8 gepreßt wird.

Im vorliegenden Fall ist der Kolben 10 als Ringkolben ausgebildet, der nur um wenige zehntel Millimeter in axialer Richtung beweglich ist. Dieses Spiel wird durch das auch als Haltemittel wirkende vorstehende Element 11 begrenzt.

Die vergrößerte Fig. 4 zeigt deutlich, daß sowohl im Kolben 10 als auch im Primärteil 8 Bohrungen 17 bzw. 18 vorgesehen sind, die den auf die Einrichtung 8, 10 wirkenden Flüssigkeitsdruck beeinflussen. Diese Bohrungen 17 und 18 sind durch Ventilkappen 19, 20 verschließbar.

Fig. 5 zeigt deutlich an der Ventilkappe 20, daß die Ven-

tilklappen- das vorderste Ende einer Blattfeder 21 bzw. 22 bilden und somit als Fliehventile wirken. Diese Fliehventile sind so ausgebildet, daß die Bohrung 17 im Sekundärteil 10 bei starker Fliehkraft geöffnet wird und die Bohrung 18 im Primärteil 8 bei starker Fliehkraft geschlossen wird.

Der Drehschwingungsdämpfer 6 kann bspw. so ausgelegt werden, daß bei etwa 1000 U/min der Trilok-Wandler schließt. Die Bohrung 18 ist in dieser Phase geöffnet und die Bohrung 17 geschlossen. Bei einer Drehzahl von etwa 1300 U/min wird zunächst die Bohrung 18 verschlossen, wodurch der Anpreßdruck zwischen Primär- und Sekundärteil sinkt und sich die Dämpfung verringert. Bei 1400 U/min wird die Bohrung 17 geöffnet, wodurch Anpreßdruck und Dämpfung sich noch weiter verringern, so daß bei vollständiger Öffnung der Bohrung 17 die Dämpfung gegen Null geht.

Ein weiteres wesentliches Element des beschriebenen hydrodynamischen Leistungsüberträgers, das auch für sich gesehen erfinderisch ist, ist der in Fig. 5 gut erkennbare Ringträger 23, der zwei Schraubenfederteile 24, 25 gegen auf die Schraubenfedern 24, 25 wirkende Fliehkräfte abstützt. Dieser Ringträger 23 hat von einem ringartigen Teil 26 radial vorstehende T-förmige Elemente 27, die in eine durchgehende Feder eingreifen, oder zwischen zwei Federn angeordnet sind und eine radiale Ausbauchung der Federn 24, 25 verhindern. Somit wird dafür gesorgt, daß die Federn 24 und 25 nicht oder nur mit einer definierten Kraft am radial äußeren Teil 28 des Primärteils 8 schleifen.

Dieser Ringträger 23 ist mit Spiel am Drehschwingungsdämpfer 6 zentriert. Um die Anströmung des Sekundärteils 10 des Drehschwingungsdämpfers 6 mit Öldruck nicht zu behindern, sind im ringförmigen Teil 26 des Ringträgers 23 Bohrungen 28 vorgesehen.

Als nicht dargestellte Alternative kann der Ringträger 23 auch ein Teil des Kolbens 10 sein oder axial zwischen dem Kolben 10 und dem Primärteil 8 angeordnet sein.

Patentansprüche

1. Hydrodynamischer Leistungsüberträger mit einer steuerbaren, schlupffreien Überbrückung des hydrodynamischen Systems unter Zwischenschaltung eines Drehschwingungsdämpfers, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Drehschwingungsdämpfer (6) eine Einrichtung (8, 10) aufweist, die die Dämpfung entsprechend eines im Bereich der Einrichtung (8, 10) wirkenden Flüssigkeitsdruckes variiert.
2. Hydrodynamischer Leistungsüberträger nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Einrichtung (8, 10) mindestens einen durch den Flüssigkeitsdruck gegen eine Fläche (15, 16) bewegbaren Kolben (10) aufweist.
3. Hydrodynamischer Leistungsüberträger nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen Kolben (10) und Fläche (15, 16) Reibbeläge angeordnet sind.
4. Hydrodynamischer Leistungsüberträger nach Anspruch 2 oder 3, dadurch gekennzeichnet, daß der Kolben als Ringkolben (10) ausgebildet ist.
5. Hydrodynamischer Leistungsüberträger nach einem der Ansprüche 2 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß der Kolben (10) drehsteif und axial verschiebbar mit einer Turbine (3) des hydrodynamischen Leistungsüberträgers (1) verbunden ist.
6. Hydrodynamischer Leistungsüberträger nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Einrichtung (8, 10) Haltemittel (11) aufweist, die den Abstand zwischen Fläche (15, 16) und Kolben (10) begrenzen.

7. Hydrodynamischer Leistungsüberträger nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Einrichtung (8, 10) und insbesondere der Kolben (10) Bohrungen (17, 18) aufweist, um den auf die Einrichtung (8, 10) wirkenden Flüssigkeitsdruck festzulegen. 5
8. Hydrodynamischer Leistungsüberträger nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Einrichtung Mittel (18, 20, 21; 17, 19, 22) aufweist, um den auf die Einrichtung (8, 10) wirkenden Flüssigkeitsdruck zu steuern. 10
9. Hydrodynamischer Leistungsüberträger nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß die Mittel Bohrungen (17, 18) und Fliehventile (20, 21; 19, 22) aufweisen. 15
10. Hydrodynamischer Leistungsüberträger nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß die Fliehventile Blattfedern (21, 22) aufweisen, die verformbar sind, um die Bohrungen (17, 18) zu öffnen oder zu schließen. 20
11. Hydrodynamischer Leistungsüberträger nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Einrichtung mehrere Kammern aufweist, die unterschiedlich mit Druck beaufschlagbar sind. 25
12. Hydrodynamischer Leistungsüberträger nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Drehschwingungsdämpfer (6) tangential angeordnete Schraubenfedern (24, 25) aufweist. 30
13. Hydrodynamischer Leistungsüberträger insbesondere nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, daß ein Ringträger (23) die Schraubenfedern (24, 25) gegen auf die Schraubenfedern (24, 25) wirkende Fliehkräfte abstützt. 35
14. Hydrodynamischer Leistungsüberträger nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, daß der Ringträger (23) zur Einrichtung (8, 10) zentriert ist.
15. Hydrodynamischer Leistungsüberträger nach Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, daß die Zentrierung Spiel aufweist. 40
16. Hydrodynamischer Leistungsüberträger nach einem der Ansprüche 13 bis 15, dadurch gekennzeichnet, daß der Ringträger (23) Öffnungen (28) für einen Flüssigkeitsdurchtritt aufweist. 45
17. Hydrodynamischer Leistungsüberträger nach einem der Ansprüche 13 bis 16, dadurch gekennzeichnet, daß der Ringträger (23) ein Teil eines durch den Flüssigkeitsdruck gegen eine Fläche bewegbaren Kolbens (10) ist. 50
18. Hydrodynamischer Leistungsüberträger nach einem der Ansprüche 13 bis 17, dadurch gekennzeichnet, daß der Ringträger (23) axial zwischen dem Kolben (10) und der Fläche (15, 16) geführt ist. 55

Hierzu 5 Seite(n) Zeichnungen

60

65

- Leerseite -

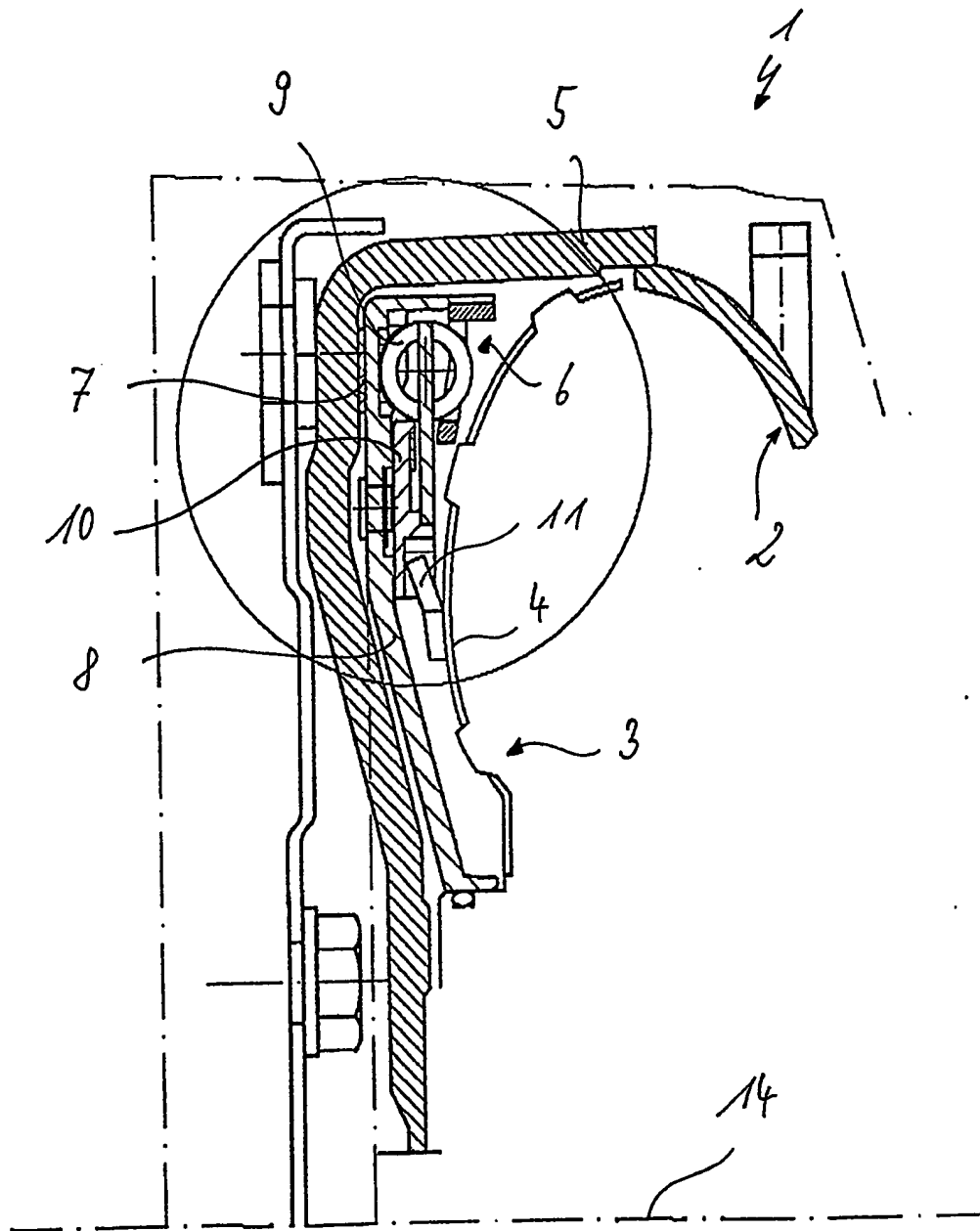


Fig. 1

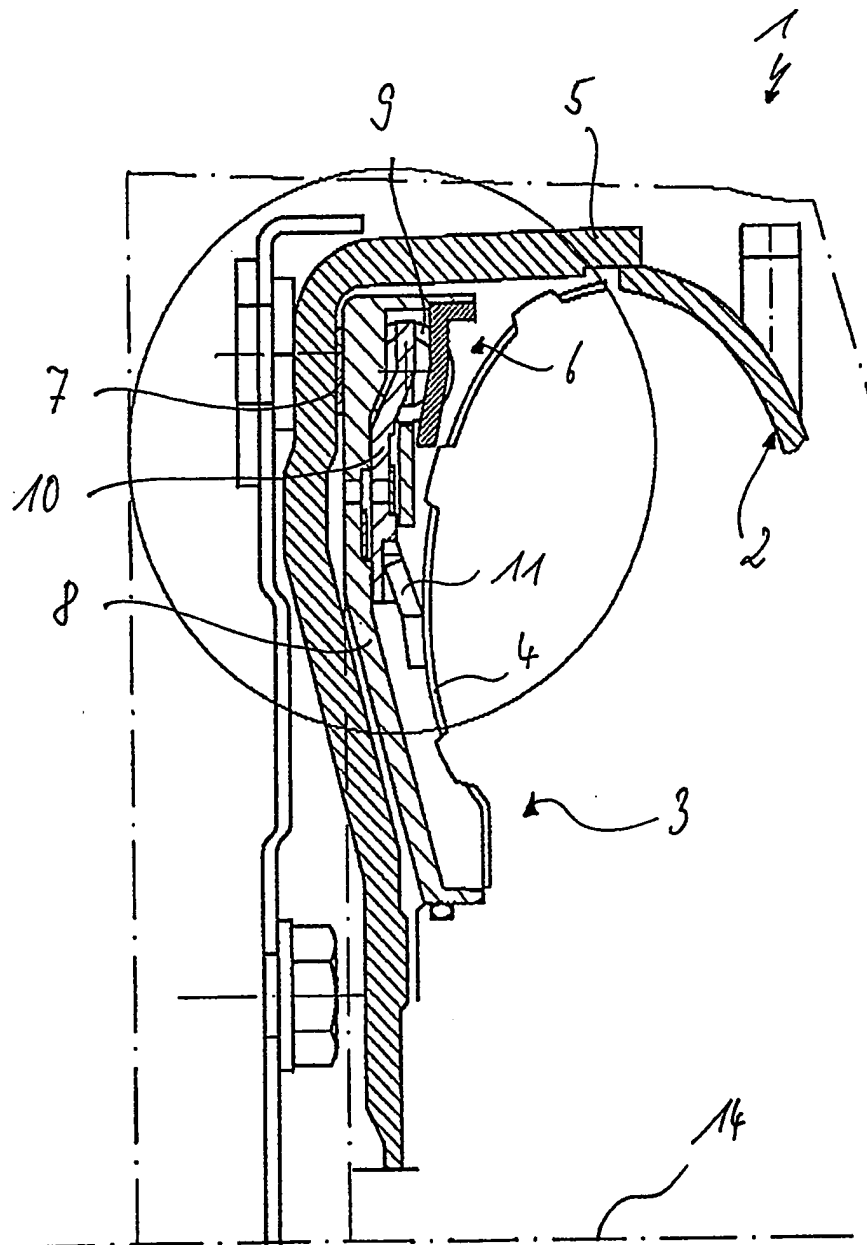


Fig. 2

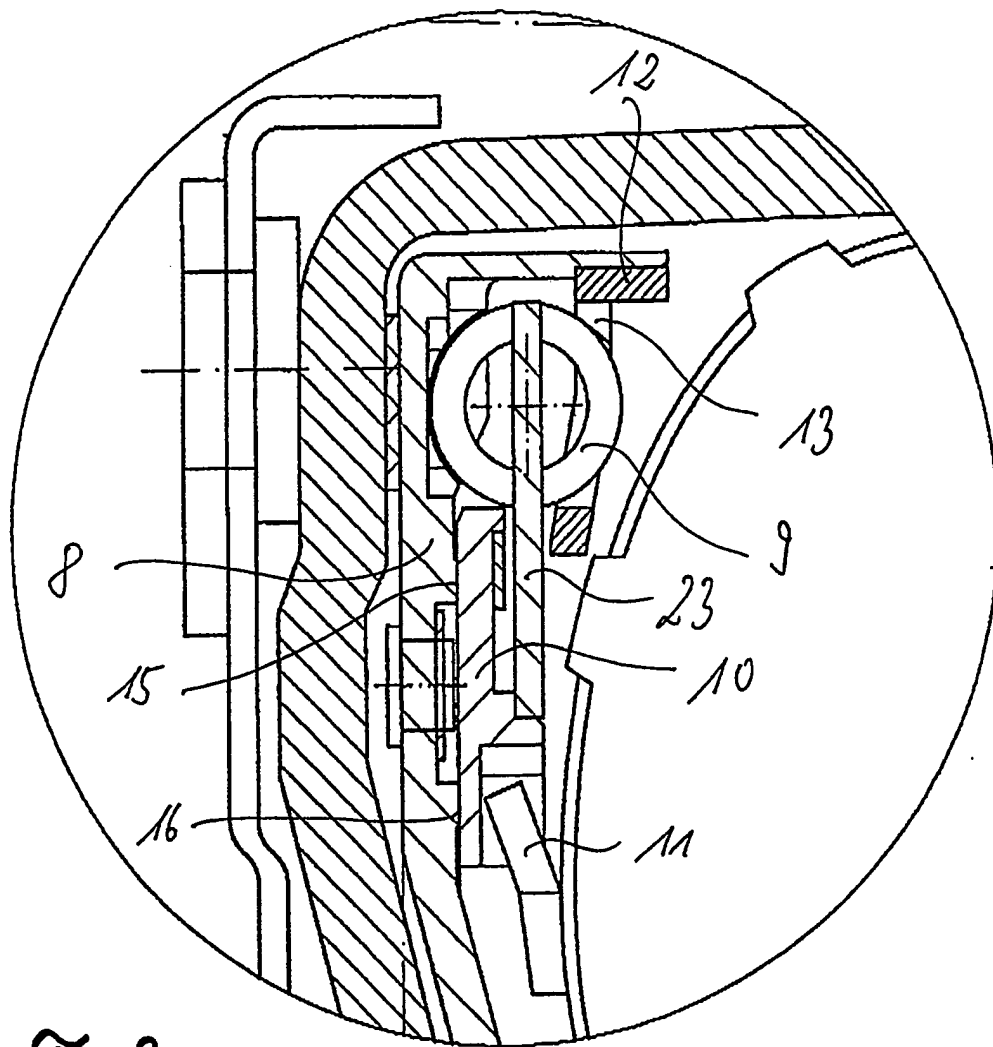


Fig. 3

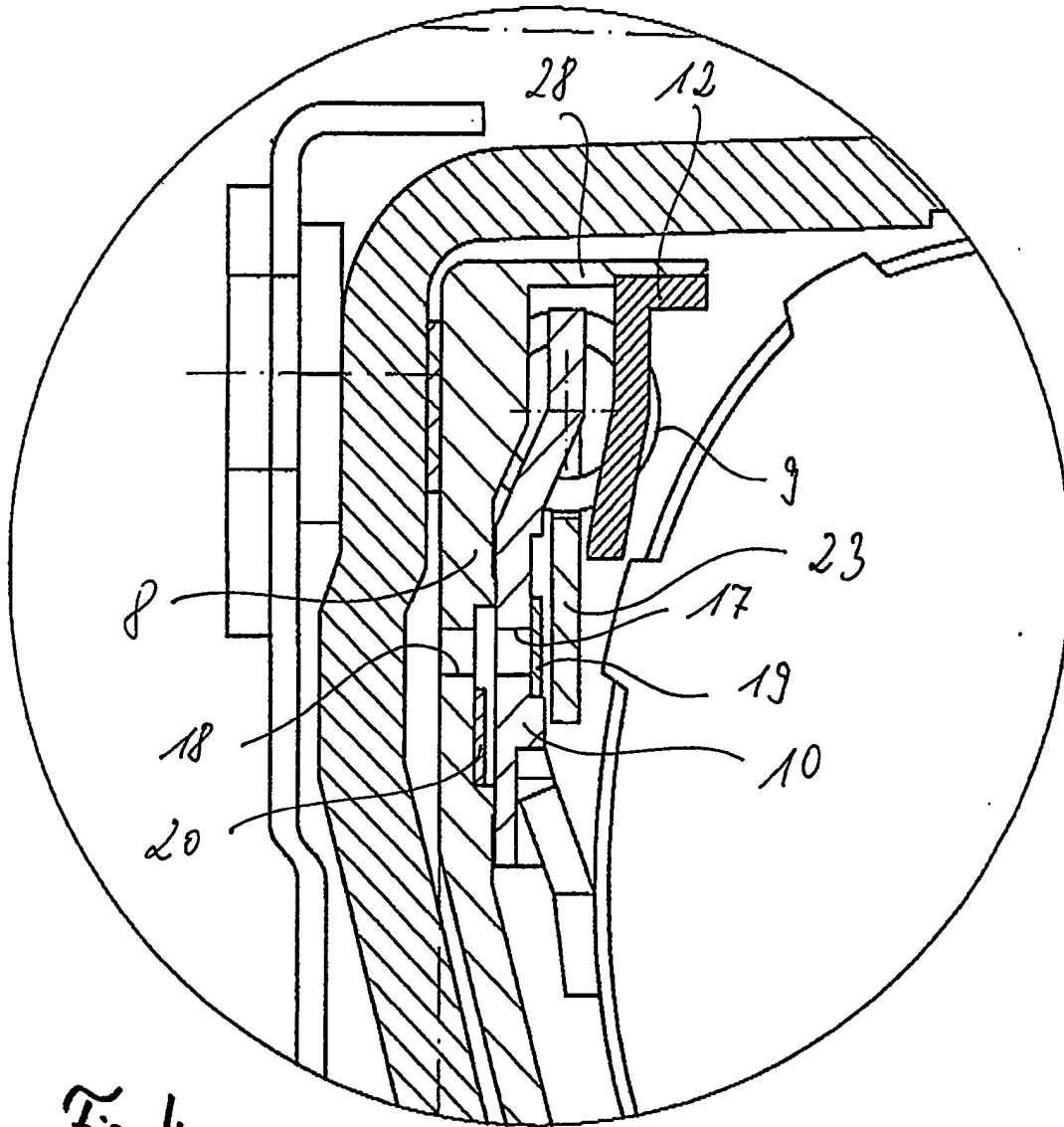


Fig. 4

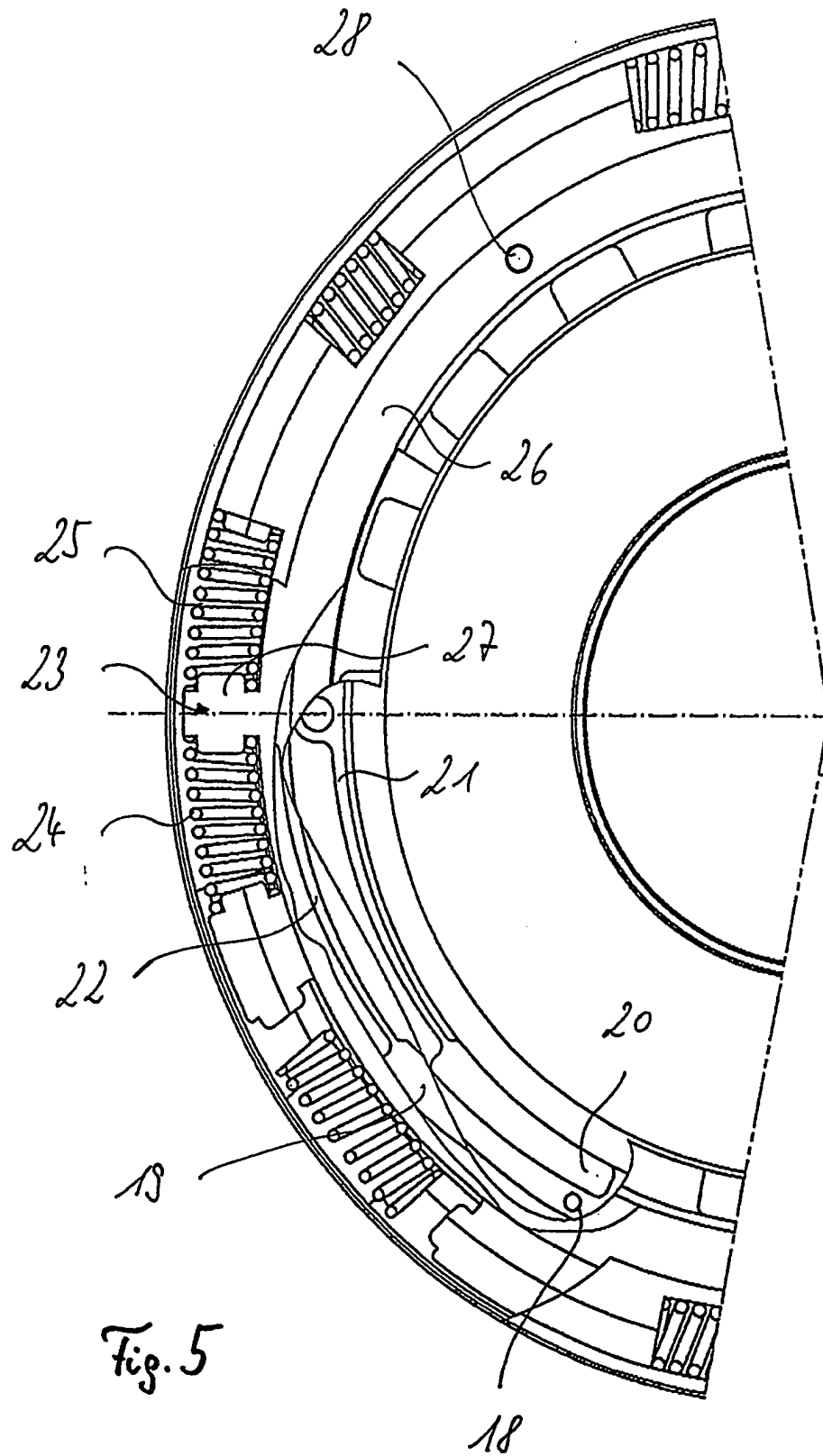


Fig. 5